

ТЕОРИЯ КОРАБЛЯ И СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА

УДК 629.5.035.5
EDN: EIHAYG

Л.И. Вишнеvский^{id}, О.П. Орлов, В.Н. Половинкин^{id}
ФГУП «Крыловский государственный научный центр», Санкт-Петербург, Россия

МАСШТАБНЫЙ ЭФФЕКТ ПРИ ПРОГНОЗИРОВАНИИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СУДОВЫХ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

Объект и цель научной работы. Рассматривается вопрос о масштабном эффекте гидродинамических характеристик гребных винтов (ГВ), получаемых по экспериментальным данным. В настоящее время существует ряд методов учета масштабного эффекта гидродинамических характеристик ГВ, однако они разнятся как по подходу решения указанной проблемы, так и по получаемому результату.

Вместе с тем общим для них является то, что коэффициент упора и коэффициент момента ГВ изменяются по-разному: первый увеличивается, а второй уменьшается по величине. В данной работе на основе применения законов об изменении количества движения жидкости и момента количества движения показано, что гидродинамические характеристики ГВ – и коэффициент упора, и коэффициент момента – уменьшаются по величине. Этот результат сопровождается упрощенным иллюстративным пояснением полученного результата.

Материалы и методы. В работе использованы законы из классической механики жидкости и экспериментальные материалы.

Основные результаты. Исследования носят дискуссионный характер и направлены на решение давно известной и до сих пор не решенной проблемы.

Заключение. Полученные в работе результаты показывают, что гидродинамические характеристики ГВ должны уменьшаться по величине. Это относится как к коэффициенту упора, так и к коэффициенту момента.

Ключевые слова: масштабный эффект, коэффициенты упора и момента гребного винта, КПД гребного винта.

Авторы заявляют об отсутствии возможных конфликтов интересов.

NAVAL ARCHITECTURE

UDC 629.5.035.5
EDN: EIHAYG

L. I. Vishnevsky^{id}, O. P. Orlov, V. N. Polovinkin^{id}
Krylov State Research Centre, St. Petersburg, Russia

SCALE EFFECTS IN HYDRODYNAMIC PREDICTIONS FOR MARINE PROPELLERS

Object and purpose of research. This paper discusses extrapolation challenges for model-scale hydrodynamic data on marine propellers. Although current scaling methods take scale effects for hydrodynamic propeller parameters into accounts, they differ in terms of both approach and output results. Their common feature is that they have different laws for propeller thrust and torque coefficient (the former increases, the latter decreases). Based on the laws of momentum for fluids, this paper shows that actually thrust and torque coefficient of the propeller both decrease. This result is accompanied by a brief illustration explaining it in simple terms.

Materials and methods. This paper relies on both experimental data and classic laws of fluid dynamics.

Для цитирования: Вишнеvский Л.И., Орлов О.П., Половинкин В.Н. Масштабный эффект при прогнозировании гидродинамических характеристик судовых гребных винтов. Труды Крыловского государственного научного центра. 2024; 1(407): 17–24.

For citations: Vishnevsky L.I., Orlov O.P., Polovinkin V.N. Scale effects in hydrodynamic predictions for marine propellers. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2024; 1(407): 17–24 (in Russian).

Main results. This paper is suggested for discussion about a long-standing scientific problem that still does not have a clear answer.

Conclusion. The findings of this study indicate that hydrodynamic parameters of the propeller should have a downward trend. It should be true for both thrust coefficient and torque coefficient.

Keywords: scale effect, thrust coefficient, torque coefficient, propeller efficiency.

The authors declare no conflicts of interest.

Введение

Introduction

Проектирование гребного винта (ГВ) для судна, как правило, сопровождается изготовлением его модели и испытанием ее в кавитационной трубе. По результатам этих испытаний проводят расчетную оценку ходовых или других качеств судна, оснащенного таким ГВ. Однако при прогнозировании этих качеств всегда возникает вопрос о масштабном эффекте гидродинамических характеристик ГВ, полученных в результате модельных испытаний, который обусловлен влиянием числа Рейнольдса Re .

При проектировании ГВ традиционной геометрии ответ на этот вопрос в определенной степени был получен еще в 1970-х гг. на международной конференции опытовых бассейнов ИТТС [1]. По существу он сводился к пересчету гидродинамических характеристик ГВ, полученных экспериментально, по эквивалентным цилиндрическим сечениям на относительном радиусе $0,6-0,7$ с использованием эмпирических поправок. В результате для оценки качеств судна принимались скорректирован-

ные таким образом гидродинамические характеристики ГВ на влияние масштабного эффекта.

Позже появились работы, которые качественно подтверждали рекомендации ИТТС в отношении корректировки указанных характеристик, связанных с этим эффектом [2]. Они показывали, что кривые действия ГВ из-за влияния числа Рейнольдса изменяются по-разному: значения кривой действия момента K_Q уменьшаются по величине, а значения кривой действия упора K_T – увеличиваются. В этих работах также был использован подход расчета динамических характеристик на движителе по цилиндрическим сечениям с учетом вязкости жидкости.

Анализ течения жидкости около гребного винта

Flow pattern around propeller

Вместе с тем визуализация течения вязкой жидкости вблизи несущих элементов ГВ показывает, что оно вовсе не реализуется по цилиндрическим сечениям. Более того, проведенные авторами эксперименты по визуализации течения в пограничном слое лопастей ГВ показывали, что вследствие различия по величине на засасывающей и нагнетающей поверхностях радиальной составляющей скорости эти течения разные по направлению. На рис. 1, заимствованном из [5], приведены результаты визуализации такого течения, свидетельствующие о том, что оценка масштабного эффекта гидродинамических характеристик ГВ по цилиндрическим сечениям некорректна и должна проводиться иным путем.

В качестве такого пути авторами предпринята попытка оценить характер изменения гидродинамических характеристик модели ГВ при пересчете их на натурные условия с использованием закона об изменении количества движения и моментов количества движения жидкости при условии их безотрывного обтекания. Известно, что этот закон может быть переписан (см. ниже) и что он справедлив как для вязкой, так и невязкой жидкости при условии бескавитационного (безотрывного) обтекания любого тела.

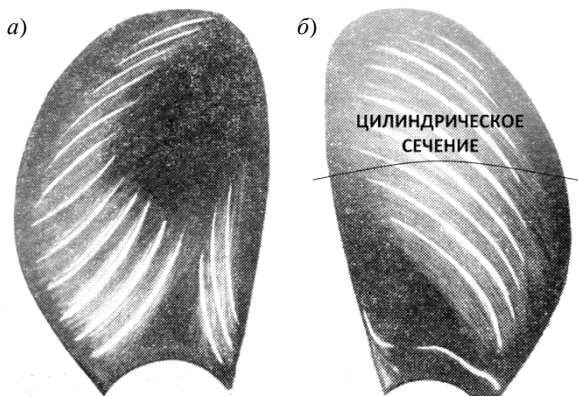


Рис. 1. Результаты экспериментального исследования линий тока на поверхности лопасти модели винта из серии Трооста с помощью электролитического метода [5]: а) засасывающая сторона; б) нагнетающая сторона

Fig. 1. Test results for flow lines on propeller blade surface (Troost series) obtained as per electrolytic method [5]: а) suction side; б) pressure side

Для действующей силы:

$$\vec{R} = - \oint_{S_1+S_2} \rho \vec{V} V_n ds + \oint_{S_1} \vec{p}_n ds. \quad (1)$$

Для действующего момента:

$$\vec{M} = - \oint_{S_1+S_2} \rho (\vec{r} \times \vec{V}) V_n ds + \oint_{S_1} (\vec{r} \times \vec{p}_n) ds. \quad (2)$$

Особенность такой записи состоит в том, что интегралы в ней содержатся только по контрольной, ограниченной поверхности S_1 , охватывающей ГВ, и поверхности S_2 , относящейся к вращающемуся ГВ. Необходимость включения интеграла по S_2 возникает вследствие измерения силовых характеристик в невращающейся системе координат. Для вычисления этих интегралов нет необходимости знать течение жидкости во всем объеме, охватываемом этой поверхностью, а необходимо только знать значения скоростей по этой контрольной поверхности и по поверхности S_2 .

Ограниченную поверхность S_1 можно задавать произвольно, исходя из информации о величинах напряжений на отдельных ее участках [6]. В качестве такой поверхности примем цилиндр достаточно большого радиуса R , охватывающий объем, в котором работает в вязкой жидкости ГВ рис. 2, и используем цилиндрическую систему координат.

Применяя формулы (1) и (2), определим величины разностей безразмерных упора и момента на ГВ для модельных и натуральных условий при следующих предположениях:

- турбулентность набегающего потока на модельный и натуральный ГВ отсутствует;
- вследствие большого радиуса вызванные скорости от модели ГВ и от его природы на входах и боковых поверхностях, охватывающих цилиндрами рассматриваемые течения, отсутствуют;
- режимы работы модельного ГВ и его природы одинаковые и определяются относительными поступлениями по скоростям набегающих потоков $V_{M\infty}$ и $V_{N\infty}$ и частотами вращения n_M и n_N соответственно;
- на выходах, находящихся на ограниченном от ГВ расстоянии, из рассматриваемых цилиндров у модели и природы скорости и напряжения в турбулентном потоке определяются по осредненным во времени значениям;
- поверхности S_1 и S_2 , относящиеся к модели и натуре соответственно, и отличаются только масштабом.

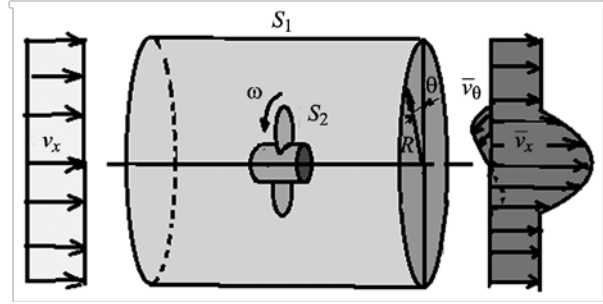


Рис. 2. К оценке определения гидродинамических характеристик модели гребного винта для натуральных условий. Радиальная составляющая скорости на рисунке не показана

Fig. 2. Suggested estimates for full-scale hydrodynamic properties of the propeller. Radial velocity component not shown

Компоненты полных напряжений в цилиндрических координатах имеют вид:

$$\begin{aligned} p_{\theta\theta} &= -\bar{p} + 2\mu_{\theta\theta} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \bar{v}_\theta}{\partial \theta} + \frac{\bar{v}_r}{r} \right); \\ p_{r\theta} &= \mu_{r\theta} \left(\frac{\partial \bar{v}_\theta}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{v}_r}{\partial \theta} - \frac{\bar{v}_\theta}{r} \right); \\ p_{x\theta} &= \mu_{x\theta} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \bar{v}_x}{\partial \theta} + \frac{\partial \bar{v}_\theta}{\partial x} \right). \end{aligned} \quad (3)$$

Здесь и далее предполагается, что молекулярная и турбулентная вязкости по аналогии с предложением Буссинеска могут быть объединены следующим образом:

$$\mu_{\theta\theta} = \mu_M - \rho \overline{v_\theta'^2}; \quad \mu_{r\theta} = \mu_M - \rho \overline{v_r' v_\theta'}; \quad \mu_{x\theta} = \mu_M - \rho \overline{v_x' v_\theta'}.$$

Также предполагается, что $\mu_{\theta\theta} = \mu_{r\theta} = \mu_{x\theta} = \mu$. Для определения вызванных скоростей модельного и натурального ГВ (поверхность S_2) используем их гидродинамическую модель – тонкий диск.

Тогда разности коэффициентов упора $\Delta K_T = K_{TM} - K_{TN}$ и моментов $\Delta K_Q = K_{QM} - K_{QN}$, как показал анализ для легко нагруженного винта, определяются следующим образом при условии, что $Re_N \gg Re_M$.

$$\begin{aligned} \Delta K_T &= \frac{Re_N - Re_M}{Re_N Re_M} B \approx \frac{B}{Re_M}; \\ \Delta K_Q &= \frac{Re_N - Re_M}{Re_N Re_M} A \approx \frac{A}{Re_M}, \end{aligned} \quad (4)$$

где $Re_N = \frac{n_N D_N^2}{\nu}$; $Re_M = \frac{n_M D_M^2}{\nu}$ натурное и модельное числа Рейнольдса соответственно; A , B –

постоянные значения, зависящие от обезразмеренных комплексами $n_N D_N$ и $n_M D_M$ величин, от их распределения вдоль радиуса ГВ и в его продольном направлении: $\bar{v}_{x\delta}$, $\bar{v}_{r\delta}$, $\bar{v}_{\theta\delta}$.

$$B = 2\pi \int_0^{\infty R} r_\delta \left[\frac{\partial}{\partial x_\delta} (2\bar{v}_{x\delta} + \bar{v}_{r\delta} + \bar{v}_{\theta\delta}) + \frac{\partial \bar{v}_{r\delta}}{\partial r_\delta} \right] dr_\delta;$$

$$A = 2\pi \int_0^{\infty R} \left[\bar{v}_{r\delta} - \bar{v}_{\theta\delta} + r_\delta \left(\frac{\partial \bar{v}_{\theta\delta}}{\partial r_\delta} + \frac{\partial \bar{v}_{\theta\delta}}{\partial x_\delta} \right) \right] dr_\delta.$$

В выражениях для B и A содержатся осредненные методом Рейнольдса составляющие скоростей, обозначение «б» относится к обезразмеренным комплексам величинам с индексами M и N для модели и природы соответственно: силы – $\rho n^2 D^4$; силовые моменты – $\rho n^2 D^5$; скорости – nD . В выражениях (4) ΔK_T и ΔK_Q получены в предположении легко нагруженного ГВ, а также учтено, что интегралы от входящих в них безразмерных скоростей одинаковы по величине у модельного и натурального ГВ с учетом принятых допущений и на заданном режиме работы, определяемом относительной поступью.

Из полученных выражений следует, что, несмотря на изменение кривых действия ГВ в натуральных условиях по сравнению с модельными кривыми, КПД натурального ГВ остается практически неизменным и равным значению, найденному по экспериментальным данным. Действительно, принимая во внимание формулы (5), легко подтвердить этот результат

$$\eta_M - \eta_N = \frac{J}{2\pi} \left(\frac{K_{TM}}{K_{QM}} - \frac{K_{TN}}{K_{QN}} \right) \approx \frac{J}{2\pi} \left(\frac{B}{A} - \frac{B}{A} \right) \approx 0.$$

Вместе с тем необходимо отметить, что значения кривых действия модельного ГВ в натуральных условиях уменьшаются по отношению к модельным значениям. Следует также добавить, что полученные выше выражения могли бы быть использованы для получения характеристик конкретных ГВ, но для этого необходимо решить гидродинамическую задачу об определении вызванных скоростей. Однако авторы использовали их для получения сравнительных результатов, что и явилось предметом настоящей работы.

Этот же результат в отношении КПД подтверждается, если использовать данные проектировочного расчета ГВ, согласно которому учет вязкости в зависимости от числа Re к шаговому углу сечения

определяется через обратное качество цилиндрических сечений ε по формуле [8]

$$\varepsilon = \frac{C_D}{C_L} = \frac{0,05808(1+2,3\delta)}{C_L R_{nS}^{0,1458}}.$$

Проведенный анализ показал, что в практическом диапазоне чисел Re отношение $\varepsilon_H/\varepsilon_M$ составляет единицу с точностью до тысячных, а потому отношение КПД модельного к натурному ГВ не должно меняться, т.е. КПД_H/КПД_M ~ 1. Последнее замечание относится к проектному режиму, и вместе с тем оно косвенно подтверждает справедливость вышесказанного к широкому изменению чисел Re.

Следует также добавить, что введенные при получении настоящих результатов допущения являются вполне естественными, при этом практически невыполнимыми для их сверки с экспериментальными значениями, поскольку воспроизвести их в натуральных условиях невозможно.

В частности, нельзя воспроизвести натуральный ГВ, идеально совпадающий не только по геометрическим характеристикам, включая ступичные конструкции, но и поток, натекающий на него (его турбулентность, изотропность турбулентности и др. характеристики), а также достаточно надежно измерить на натурном ГВ силовые характеристики. Надежно определить гидродинамические характеристики расчетным путем у натурального ГВ также не получается. По данным работ [3] точность современных методов невысока и составляет по КПД от +4,9 % до –11,2 %. Кроме того, результаты расчетов в сильной степени зависят от принятой степени турбулентности.

По данным работы [7], отличия в КПД могут достигать до ~8 % по сравнению с экспериментальными модельными значениями. При этом ясно одно: из классических законов гидромеханики следует, что увеличение КПД ГВ не находит подтверждения при переходе к натурным условиям, как это утверждается в некоторых работах [1, 2] за счет увеличения упора и снижения крутящего ГВ момента. В этих работах увеличение КПД истолковывается как приближение в натуральных условиях к идеальной жидкости, т.е. к режимам работы ГВ, где влияние характеристики отношения инерционных сил к силам вязкости возрастает. Можно заметить, что в идеальной среде, т.е. там, где числа Re возрастают к бесконечности, упор ГВ должен был бы вообще приближаться к нулю.

Что касается использования гидродинамических характеристик ГВ, полученных эксперимен-

тальным путем, то следует заметить, что их значения достаточно надежны для практического прогнозирования ходовых качеств судов и кораблей при условии грамотного проведения эксперимента, включая число $Re > Re_{кр}$. Вместе с тем скорректированные на масштабный эффект гидродинамические характеристики могут быть весьма полезны для уточнения уровней низкочастотного шума работы ГВ в дальнем поле или прогнозирования переменных на нем сил при работе в неравномерном поле скоростей и для решения других важных вопросов. При этом рекомендуется исходить из того, что в натурных условиях значения коэффициентов упора уменьшаются, а не возрастают по величине, как это следует из работ [1, 2].

То, что кривые действия уменьшаются по величине, а КПД сохраняет свое значение постоянным в области закритических чисел Re , свидетельствуют и экспериментальные данные, полученные в кавитационной трубе при испытании 7-лопастной модели с $A_E/A_0 \sim 0,75$. Они представлены на рис. 3 и 4. Эти результаты относятся к ограниченному диапазону чисел Re и не соответствуют натурным их значениям.

Вместе с тем, используя индуктивный метод познания, при котором общий вывод основывается на частных фактах, следует заключить, что натурные кривые $K_{ТН}$ и K_{QH} должны быть меньше по величине модельных их значений, а КПД должен оставаться постоянным по величине. Приведенные на рис. 3 и 4 данные относятся к малым коэффициентам нагрузок C_T . Последние значения выбраны с таким требованием, чтобы по возможности исключить влияние деформации лопастей в области больших нагрузок на лопасти.

В связи со сказанным следует отметить еще одно обстоятельство. Если принять за действительный факт увеличение КПД в натурных условиях, как это следует из работ [1, 2], то можно прийти к недоразумению. Действительно, с одной стороны, ГВ как гидравлическое устройство (приспособление), способное перерабатывать подведенную к нему мощность в упор, должен иметь КПД, не зависящий от окружающей его среды, поскольку КПД определяется только конструкцией движителя.

С другой стороны, как это утверждается в работах [1, 2], его КПД зависит от числа Re , а значит, от ее вязкости, т.е. от свойств окружающей среды, а потому не определяется полностью его конструкцией. Таким образом, говоря об эффективности движителя (ГВ), следует всегда называть среду (например, теплая или холодная), в которой он ра-

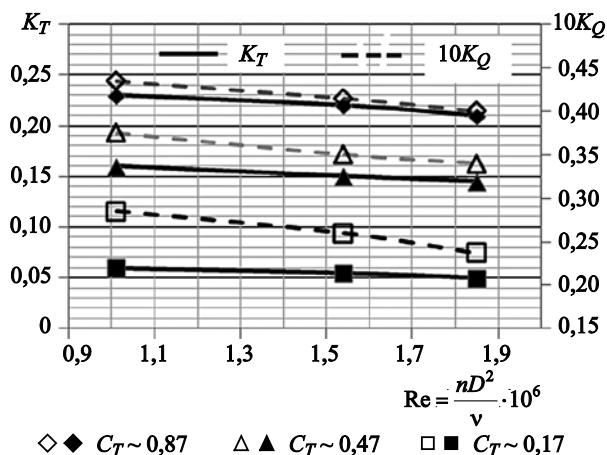


Рис. 3. Кривые коэффициентов упора K_T и моментов K_Q в зависимости от числа Рейнольдса Re

Fig. 3. Thrust K_T and torque K_Q coefficients as functions of Reynolds number Re

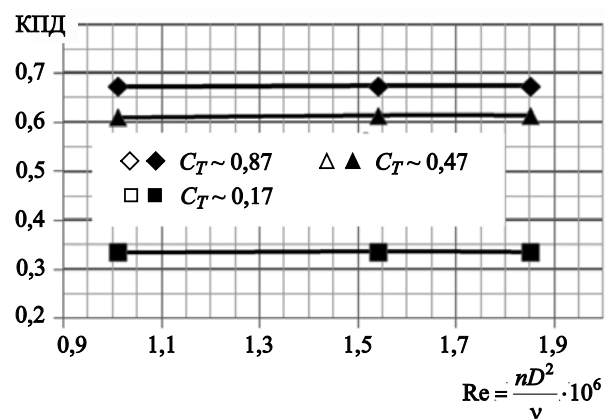


Рис. 4. Изменение КПД в зависимости от числа Рейнольдса Re

Fig. 4. Propeller efficiency as function of Reynolds number Re

ботает, поскольку коэффициент кинематической вязкости воды в зависимости от широты в Мировом океане может отличаться в 2–3 и более раз из-за влияния температуры, а значит, и от числа Re . Недоразумение!

Упрощенный анализ течения

Simplified analysis of current

Этот результат подтверждается и упрощенными рассуждениями, относящимися к наглядному формированию течения вблизи поверхностей лопастей ГВ, который находится под действием влияния как центробежных, так и гидродинамических нагрузок.

Рассмотрим формирование этого течения на лопасти ГВ, находящегося в условиях достаточно малой нагрузки, при которой на тонкой с постоянной толщиной лопасти гидродинамическим давлением для простоты рассуждения можно пренебречь. В этом случае на элементарный объем V массой $\rho \cdot V (m)$ жидкости с площадью основания $dr \cdot r \cdot d\varphi$ и высотой, равной толщине пограничного слоя δ , действует центробежная $F_{Ц}$ и Кориолисова $F_{К}$ силы

$$|\vec{F}_{\Sigma}| = \left[\left(\frac{\rho V 4\pi^2 n^2 D r_0 v}{2v} \right)^2 + (2\rho V 2\pi v_{r_0} n^2 D)^2 \right]^{1/2} = \frac{4\rho V Re n v \pi}{D} A^*, \quad (6)$$

где

$$A^* \approx \sqrt{\pi} r_0 \left(1 + \frac{1}{2} \frac{v_{r_0}^2}{\pi r_0^2} \right);$$

Re – число Рейнольдса; D – диаметр ГВ; v – коэффициент кинематической вязкости; n – частота вращения ГВ; ρ – плотность жидкости; $r_0 = 2r/D$; v_{r_0} – радиальная составляющая скорости на лопасти ГВ.

На основание объема V действует сила трения

$$|\vec{F}_{ТР}| = \tau_0 \Delta r^* r \Delta \varphi^* = \rho v \frac{\partial v_{ЛТ}}{\partial n^*} \Delta r^* r \Delta \varphi. \quad (7)$$

Траектория движения частицы массой m по поверхности лопасти определится из условия ра-

венства (6) и (7), помноженного на $\sin\theta$, где угол θ характеризует отклонение линии тока от цилиндрического сечения. Синус этого угла определяется из выражения

$$\sin\theta = \left(\frac{4\delta_{ЛТ6} Re^* \pi^* r_0^* A^*}{\frac{\partial v_{ЛТ6}}{\partial n_0^*}} \right).$$

Тогда отношение синусов этого угла у модели и натуры можно записать как

$$\frac{\sin\theta_M}{\sin\theta_H} = \frac{Re_M}{Re_H}. \quad (8)$$

Формула (8) носит качественный характер, поскольку в ней, в частности, не учтено гидродинамическое влияние на расположение линий тока в пограничном слое лопасти. Вместе с тем из (8) следует, что на поверхности лопасти вращающегося ГВ линия тока определяется лишь числом Re : чем больше число Re , тем больше это отклонение от цилиндрического сечения, определяемое углом θ .

На рис. 5 показано положение линии тока на лопасти натурального (b) и модельного (a) ГВ. Пунктирной линией обозначены безразмерные силы, действующие на частицу жидкости со стороны модельного и натурального ГВ, а сплошной – безразмерные силы, действующие со стороны жидкой

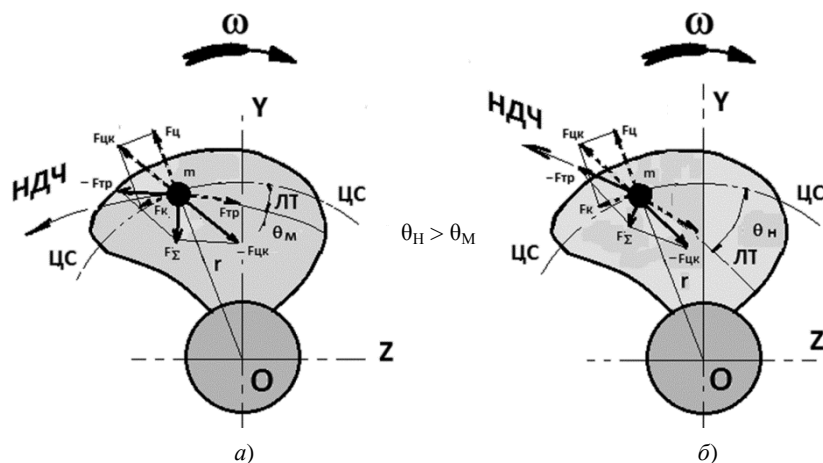
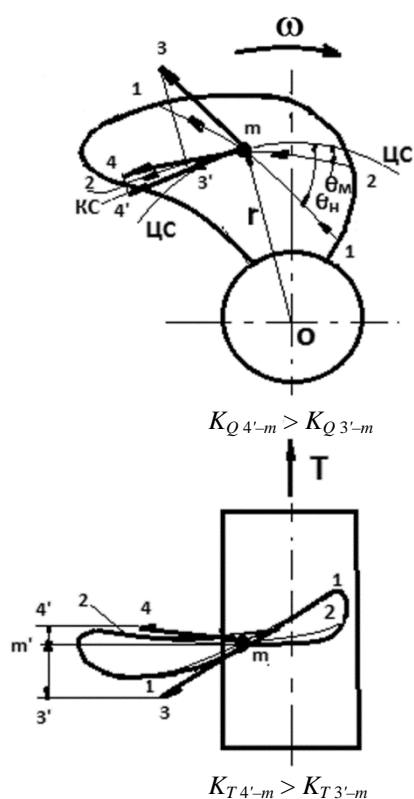


Fig. 5. Direction of particle movement along propeller blade (pressure side) in model (a) and full-scale (b) conditions: ЦС – cylindrical section; ЛТ – flow line; $F_{Ц}$, $F_{К}$, $F_{ЦК}$ respectively – centrifugal, Coriolis and total force acting on the particle from the blade side because of its rotation induced by propeller action; $F_{Тр}$, $-F_{Тр}$ – force of particle friction against blade surface and force acting on the blade from the particle side; θ_H , θ_M – angles characterizing the deviation of flow lines from cylindrical section in model (a) and full-scale (b) conditions

Рис. 5. Направление движения частицы (НДЧ) по лопасти гребного винта со стороны нагнетающей ее поверхности в модельных (а) и натуральных (б) условиях: ЦС – цилиндрическое сечение; ЛТ – линия тока; $F_{Ц}$, $F_{К}$, $F_{ЦК}$ – центробежная, Кориолисова и суммарная силы соответственно, действующие на частицу со стороны лопасти за счет ее вращения вследствие действия ГВ; $F_{Тр}$, $-F_{Тр}$ – сила трения частицы о поверхность лопасти и сила, действующая на лопасть со стороны частицы; θ_H , θ_M – углы, характеризующие отклонение линий тока от цилиндрического сечения в модельных (а) и натуральных (б) условиях соответственно

Рис. 6. Силы, действующие на лопасть ГВ в натуральных и модельных условиях: 1–1; 2–2 – направления течения жидкости на поверхности ГВ при натурном и модельном числах Re соответственно; m – частица жидкости; ЦС – цилиндрическое сечение; КС – касательная к цилиндрическому сечению в месте расположения частицы на поверхности лопасти ГВ; 3– m , 4– m – вектора сил при виде сверху, действующих на лопасть натурального и модельного ГВ соответственно; 3'– m , 4'– m – проекции вектора сил на цилиндрическое сечение, направленных на увеличение момента на рассматриваемом радиусе r соответственно; 3'– m' , 4'– m' – проекции вектора сил на линию действия упора ГВ, обусловленных взаимодействием поверхности лопасти соответственно; T ; M – упор и момент ГВ

Fig. 6. Forces acting on propeller blade in full-scale and model conditions: 1–1; 2–2 – flow lines on propeller surface with full-scale and model Reynolds numbers respectively; m – fluid particle; ЦС – cylindrical section; КС – tangent to the cylindrical section at particle location on propeller blade surface; 3– m , 4– m – force vectors (top view) acting on full-scale and model blade respectively; 3'– m , 4'– m – projections of force vector onto cylindrical sections, increasing the torque at given radius r ; 3'– m' , 4'– m' – projections of force vector onto the line of propeller torque action, due to interaction with blade surface; T ; M – propeller thrust and torque



частицы на лопасть ГВ при принятых указанных выше предположениях.

Видно, что в натуральных условиях, когда силы инерции существенно превышают силы вязкости (натурные числа Re), линии тока отклонены от цилиндрических сечений на больший угол θ . В этом случае (рис. 6) проекция сил $-F_{\text{тр}}$ (3– m и 4– m) на касательную к цилиндрическому сечению у модели 4'– m и натуре 3'– m совпадают по направлению с действием момента со стороны жидкости на ГВ.

Однако из-за того, что $\theta_n > \theta_m$, безразмерная величина указанных проекций меньше у натурального ГВ по сравнению с той же величиной, но относящейся к его модели. Вследствие сказанного относительный вклад в величину коэффициента момента K_Q у натурального ГВ меньше по величине по сравнению с той же величиной, но относящейся к его модели. В результате коэффициент момента K_Q уменьшается у натурального ГВ относительно его модельного значения.

Вместе с тем проекции векторов сил 3– m и 4– m на направление упора ГВ 3'– m' и 4'– m' направлены в противоположные стороны и вследствие различной их величины приводят к уменьшению коэффициента упора K_T у натурального ГВ по сравнению с той же ве-

личиной модельного ГВ. Это уменьшение может быть различным по величине и зависит от геометрии винта. Вышеизложенное относится как к нагнетающей поверхности, так и засасывающей поверхности ГВ и носит лишь качественный характер.

Заключение

Conclusion

Таким образом, несмотря на упрощенный подход при анализе формирования течения в пограничном слое лопасти у вращающихся модельного и натурального гребного винта, можно сделать вывод, что значения коэффициентов упора и моментов должны уменьшаться у последнего. Что касается КПД ГВ, то, как следует из изложенного выше, он должен сохранять свое значение на заданном режиме работы ГВ, одинаковом режиме его обтекания и не зависит от числа Re .

Список использованной литературы

1. ITTC : Recommended Procedures and Guidelines : 7.5–02–03–1.4. 1978 ITTC Performance Prediction Method : Rev. 04 / Ed. Propulsion Committee of the 28th ITTC. [S.l.], 2017. 15 p.

2. Яковлев А.Ю., Хант Зин. Метод пересчета результатов модельных испытаний гребного винта на натурные условия // Труды Крыловского государственного научного центра. 2022. Вып. 1(399). С. 31–42. DOI: 10.24937/2542-2324-2022-1-399-31-42.
3. Кацман Ф.М., Пустошный А.Ф., Штумпф В.М. Пропульсивные качества судов: (Исследования и прогнозирование). Ленинград: Судостроение, 1972. 510 с.
4. Соотношение расчетных и экспериментальных методов в современной гидродинамике судна / А.В. Пустошный, В.О. Борусевич, В.В. Магаровский, А.Е. Таранов // Труды Крыловского государственного научного центра. 2020. Вып. 2(392). С. 36–50. DOI: 10.24937/2542-2324-2020-2-392-36-50.
5. Meyne K. Experimentelle und theoretische Betrachtungen zum Mastabseffekt bei modellpropelleruntersuchungen // Schiffstechnik. 1968. H. 77, b. 15. S. 45–39.
6. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. 4-е изд., перераб. и доп. Москва: Наука, 1973. 847 с.
7. Особенности использования численного моделирования при проектировании объектов морской техники / А.Е. Таранов, А.А. Сайфуллин, А.А. Рудниченко, С.В. Егоров // Труды Крыловского государственного научного центра. 2018. Вып. 4(386). С. 28–40. DOI: 10.24937/2542-2324-2018-4-386-28-40.
8. Гребные винты: Современные методы расчета / [В.Ф. Бавин, Н.Ю. Завадовский, Ю.Л. Левковский, В.Г. Мишкевич]. Ленинград: Судостроение, 1983. 296 с.

References

1. ITTC: Recommended Procedures and Guidelines: 7.5–02–03–1.4. 1978 ITTC Performance Prediction Method: Rev. 04 / Ed. Propulsion Committee of the 28th ITTC. [S.l.], 2017. 15 p.
2. Yakovlev A., Zin Thant. Full-scale extrapolation method for propeller model test data // Transactions of Krylov State Research Centre. 2022. Vol. 1(399). P. 31–42. DOI: 10.24937/2542-2324-2022-1-399-31-42 (in Russian).
3. Katsman F., Pustoshny A., Shtumpf V. Propulsion performance of sea-going ships. Leningrad: Sudostroyeniye, 1972. 510 p. (in Russian).
4. Modern ship hydrodynamics: calculations vs experiments / A. Pustoshny, V. Borusevich, V. Magarovsky, A. Taranov // Transactions of Krylov State Research Centre. 2020. Vol. 2(392). P. 36–50. DOI: 10.24937/2542-2324-2020-2-392-36-50 (in Russian).
5. Meyne K. Experimentelle und theoretische Betrachtungen zum Mastabseffekt bei modellpropellerun-

- tersuchungen // Schiffstechnik. 1968. H. 77, b. 15. S. 45–39.
6. Loitsyansky L. Mechanics of fluids and gases. 4th ed., rev. and enl. Moscow: Nauka, 1973. 847 p. (in Russian).
7. Application specifics of numerical simulation in design of marine structures / A. Taranov, T. Saifullin, A. Rudnichenko, S. Yegorov // Transactions of Krylov State Research Centre. 2018. Vol. 4(386). P. 28–40. DOI: 10.24937/2542-2324-2018-4-386-28-40 (in Russian).
8. Propellers: modern calculation methods / V. Bavin, N. Zavodovsky, Yu. Levkovsky, V. Mishkevich. Leningrad: Sudostroyeniye, 1983. 296 p. (in Russian).

Сведения об авторах

Вишневецкий Леонид Иосифович, д.т.н., профессор кафедры ГАММА СПбГМТУ, главный научный сотрудник ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, д. 44. Тел.: +7 (812) 415-46-60. E-mail: vishli@yandex.ru. <https://orcid.org/0000-0001-7427-3632>.

Орлов Олег Павлович, д.т.н., профессор, главный научный сотрудник ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, д. 44. Тел.: +7 (812) 415-45-26. E-mail: krylov@ksrc.ru.

Половинкин Валерий Николаевич, д.т.н., профессор, научный руководитель ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, д. 44. Тел.: +7 (812) 386-67-03. E-mail: krylov@ksrc.ru. <https://orcid.org/0000-0003-4044-2551>.

About the authors

Leonid I. Vishnevsky, Dr. Sci. (Eng.), Professor of Department of Marine University, Chief Researcher, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoye sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. Tel.: +7 (812) 415-46-60. E-mail: vishli@yandex.ru. <https://orcid.org/0000-0001-7427-3632>.

Oleg P. Orlov, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Chief Researcher, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoye sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. Tel.: +7 (812) 415-45-26. E-mail: krylov@ksrc.ru.

Valery N. Polovinkin, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Science Principal, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoye sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. Tel.: +7 (812) 415-46-60. E-mail: vishli@yandex.ru. <https://orcid.org/0000-0003-4044-2551>.

Поступила / Received: 22.01.24

Принята в печать / Accepted: 28.02.24

© Вишневецкий Л.И., Орлов О.П., Половинкин В.Н., 2024